

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Patent Application of:
Katsuaki Hosono

Application No.: Not Yet Assigned

Confirmation No.: N/A

Filed: Concurrently Herewith

Art Unit: N/A

For: INTERNAL GEAR TYPE OIL PUMP ROTOR

Examiner: Not Yet Assigned

AFFIRMATION OF CLAIM FOR PRIORITY

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Dear Sir:


Applicant hereby claims priority under 35 U.S.C. 119 based on the following prior foreign application filed in the following foreign country on the date indicated:

<u>Country</u>	<u>Application No.</u>	<u>Date</u>
Japan	2002-314070	October 29, 2002

In support of this claim, attached is Form PCT/IB/304 evidencing receipt of the priority document on December 19, 2003 during prosecution of International Application No. PCT/JP03/13880.

Dated: April 26, 2005

Respectfully submitted,

By  ^{FERNAN BARRON}
(53,920)

Joseph R. Robinson

Registration No.: 33,448

DARBY & DARBY P.C.

P.O. Box 5257

New York, New York 10150-5257

(212) 527-7700

(212) 527-7701 (Fax)

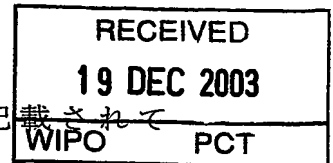
Attorneys/Agents For Applicant

Rec'd PCT/PTO 26 APR 2005
PCT/JP03/13880

Rec'd PCT/PTO 26 APR 2005

26.11.03

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE



別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2002年10月29日

出 願 番 号
Application Number: 特願2002-314070
[ST. 10/C]: [JP2002-314070]

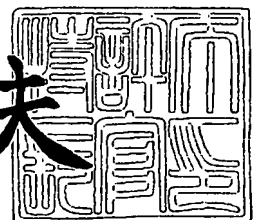
出 願 人
Applicant(s): 三菱マテリアル株式会社

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2003年10月22日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫



BEST AVAILABLE COPY

【書類名】 特許願

【整理番号】 J97521A1

【提出日】 平成14年10月29日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F04C 2/10

【発明の名称】 内接型オイルポンプロータ

【請求項の数】 6

【発明者】

【住所又は居所】 新潟県新潟市小金町3丁目1番1号 三菱マテリアル株式会社 新潟製作所内

【氏名】 細野 克明

【特許出願人】

【識別番号】 000006264

【氏名又は名称】 三菱マテリアル株式会社

【代理人】

【識別番号】 100064908

【弁理士】

【氏名又は名称】 志賀 正武

【選任した代理人】

【識別番号】 100108578

【弁理士】

【氏名又は名称】 高橋 詔男

【選任した代理人】

【識別番号】 100101465

【弁理士】

【氏名又は名称】 青山 正和

【選任した代理人】

【識別番号】 100117189

【弁理士】

【氏名又は名称】 江口 昭彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100120396

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉浦 秀幸

【選任した代理人】

【識別番号】 100108453

【弁理士】

【氏名又は名称】 村山 靖彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100106057

【弁理士】

【氏名又は名称】 柳井 則子

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008707

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0205685

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内接型オイルポンプロータ

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内歯を有するアウターロータと前記内歯よりも 1 枚少ない外歯を有するインナーロータとが噛み合い、その歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプを構成するロータであって、

容積が最小となっている前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを a 、容積が拡大する過程にある前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを b 、容積が最大となっている前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを c として、

$$a \leq b \leq c \text{ かつ } a < c$$

であって、さらに、前記クリアランス b は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_2 として、

$$b_1 \leq b_2$$

を満たすことを特徴とする内接型オイルポンプロータ。

【請求項 2】 請求項 1 のオイルポンプロータにおいて、

容積が減少する過程にある前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを d として、

$$a \leq b \leq c \text{ かつ } a < c \text{ かつ } a \leq d \leq c$$

であって、さらに、前記クリアランス d は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_2 として、

$$d_1 \geq d_2$$

を満たすことを特徴とする内接型オイルポンプロータ。

【請求項 3】 内歯を有するアウターロータと前記内歯よりも 1 枚少ない外歯を有するインナーロータとが噛み合い、その歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプを構成するロータであって、

容積が最小から最大に拡大する過程にある前記セルを形成する両ロータの歯面

間のクリアランスが、前記セルの回転移動に伴い漸次増大することを特徴とする内接型オイルポンプロータ。

【請求項 4】 請求項 3 に記載の内接型オイルポンプロータにおいて、容積が最大から最小に減少する過程にある前記セルを形成する両ロータの歯面間のクリアランスが、前記セルの回転移動に伴い漸次縮小することを特徴とする内接型オイルポンプロータ。

【請求項 5】 前記アウターロータおよびインナーロータの歯面が、それぞれ、基礎円上を滑りなく転がる転円の軌跡により創生されるサイクロイド曲線からなることを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれかに記載の内接型オイルポンプロータ。

【請求項 6】 前記インナーロータの歯面が、トロコイド曲線上に中心を有する軌跡円の包絡線により創生されるトロコイド包絡線からなり、前記アウターロータの歯先が、前記軌跡円と同径の円弧曲線からなることを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれかに記載の内接型オイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、アウターロータとインナーロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプロータに関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、内歯を有するアウターロータと、この内歯に噛み合う外歯を有するインナーロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えた内接型オイルポンプでは、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルが回転移動しながら容積変化することによって流体を吸入・吐出するようになっている。

【0003】

セルは、その回転方向前側と後側で、それぞれインナーロータの外歯とアウタ

ロータの内歯とによってそれぞれ個別に仕切られている。各セルは、インナーロータの外歯の歯先とアウターロータの内歯の歯溝とが等しい回転角度となる位置において容積が最小となり、吸入ポートに沿って回転移動するときに容積を拡大させて流体を吸入する。そして、インナーロータの外歯の歯溝とアウターロータの内歯の歯溝とが等しい回転角度となる位置において容積が最大となり、吐出ポートに沿って回転移動するときに容積を減少させて流体を吐出する。

【0004】

この内接型オイルポンプでは、インナーロータを回転駆動させて、外歯の歯面が内歯の歯面を押すことにより、アウターロータを回転させる構成となっている。回転力を伝達する両ロータの噛み合いについて考察すると、セルの容積が最小となる回転位置近傍では力の伝達方向が歯面にほぼ垂直となっているのに対し、セルの容積が最大となる回転位置近傍では、両ロータの歯先頂点近傍どうしの接触となるため、力の伝達方向は歯面に垂直ではなく滑り成分が大きく、摩擦が生じている。

【0005】

したがって、このような滑りを生じる部分で両ロータの歯面同士が接触すると、回転力の伝達に寄与せずに歯面同士が擦れ合っただけで摺動摩擦が増大し、騒音の発生や機械効率の低下等を招くという問題がある。

この問題に対して、回転力を伝達しない接触をさけるために歯面に逃げ部を形成したロータも提案されている。（たとえば、特許文献1参照）。

【0006】

【特許文献1】

特開平9-166091号公報

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、一般にこのような内接型オイルポンプロータでは、セルを形成する両ロータの歯面間にクリアランスが設けられる。これは、両ロータの形状や取り付けの精度によって歯先同士がぶつかって回転不能となることや騒音が発生すること等を防ぐことがその主な目的であり、アウターロータの歯形の均等追い込み

や、歯面を形成する曲線を平坦化するなどの種々の手段により実現されている。

【0008】

しかしながら、従来の歯形均等追い込みや平坦化、逃げ部の形成といった手段で単にクリアランスを設けるだけでは、バックラッシュが必要以上に大きくなってしまい、回転駆動時のロータの暴れによる騒音の発生を避けることが難しいという問題があった。

【0009】

本発明は、上記問題に鑑みてなされたものであり、安定して回転駆動し騒音を抑制できる内接型オイルポンプロータを実現することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】

以上の課題を解決するために、請求項1の発明に係る内接型オイルポンプロータは、内歯を有するアウターロータと内歯よりも1枚少ない外歯を有するインナーロータとが噛み合い、その歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプを構成するロータであって、容積が最小となっているセルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを a 、容積が拡大する過程にあるセルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを b 、容積が最大となっているセルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを c として、

$$a \leq b \leq c \text{ かつ } a < c$$

であって、さらに、クリアランス b は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_2 として、

$$b_1 \leq b_2$$

を満たすことを特徴としている。

【0011】

また、請求項2の発明に係る内接型オイルポンプロータは、請求項1のオイルポンプロータにおいて、容積が減少する過程にあるセルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを d として、

$$a \leq b \leq c \text{ かつ } a < c \text{ かつ } a \leq d \leq c$$

であって、さらに、クリアランス d は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_2 として、

$$d_1 \geq d_2$$

を満たすことを特徴としている。

【0012】

請求項3の発明に係る内接型オイルポンプロータは、内歯を有するアウターロータと内歯よりも1枚少ない外歯を有するインナーロータとが噛み合い、その歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプを構成するロータであって、容積が最小から最大に拡大する過程にあるセルを形成する両ロータの歯面間のクリアランスが、セルの回転移動に伴い漸次増大することを特徴としている。

【0013】

請求項4の発明に係る内接型オイルポンプロータは、請求項3の内接型オイルポンプロータにおいて、容積が最大から最小に減少する過程にあるセルを形成する両ロータの歯面間のクリアランスが、セルの回転移動に伴い漸次縮小することを特徴としている。

【0014】

これらの発明によれば、セルを形成する両ロータ間のクリアランスが噛み合い部分で最小となった後、縮小することなく、増大し続けて最大となるので、噛み合い部分でのバックラッシュが小さく、噛み合いに寄与しない部分でのクリアランスは確保される。また、滑り成分が最も小さい部分で外歯が内歯に噛み合って回転力が伝達され、滑り成分が大きくなる部分では外歯と内歯との噛み合いが生じにくくなる。したがって、騒音やフリクション（摩擦）が小さく機械効率がよい内接型オイルポンプロータを得ることができる。

【0015】

さらに、セルの容積が減少する過程においては、両ロータ間のクリアランスは漸減し、増大することなく最小となるので、全周にわたって噛み合いに寄与しな

い部分でのクリアランスを十分確保できるとともに噛み合い部分ではバックラッシを小さくすることができ、騒音やフリクションが小さい内接型オイルポンプロータを得ることが可能となる。

【0016】

請求項5の発明に係る内接型オイルポンプロータは、請求項1から4において、アウターロータおよびインナーロータの歯面が、それぞれ、基礎円上を滑りなく転がる転円の軌跡により創生されるサイクロイド曲線からなることを特徴としている。

【0017】

請求項6の発明に係る内接型オイルポンプロータは、請求項1から4において、インナーロータの歯面が、トロコイド曲線上に中心を有する軌跡円の包絡線により創生されるトロコイド包絡線からなり、アウターロータの歯先が、軌跡円と同径の円弧曲線からなることを特徴としている。

【0018】

これらの発明によれば、従来から採用されているサイクロイド曲線からなるサイクロイドロータおよびトロコイド曲線から創生されるトロコイドロータを、より低騒音・低フリクションとすることができる。

【0019】

【発明の実施の形態】

以下、図1および図2を参照して本発明の実施形態について説明する。

図1に示す本実施形態の内接型オイルポンプロータは、アウターロータ10およびインナーロータ20の歯面が、それぞれ、基礎円上を滑りなく転がる転円の軌跡により創生されるサイクロイド曲線からなるサイクロイドロータであって、両ロータ10、20の各パラメータは以下のように設定される。

アウターロータ10の基礎円D_oの直径： $\phi 57.31$ [mm]

アウターロータ10の外転円A_oの直径： $\phi 2.51$ [mm]

アウターロータ10の内転円B_oの直径： $\phi 2.70$ [mm]

アウターロータ10の歯数Z_o：11 [枚]

インナーロータ20の基礎円D_iの直径： $\phi 52.00$ [mm]

インナーロータ 2 0 の外転円 A i の直径： $\phi 2.50$ [mm]

インナーロータ 2 0 の内転円 B i の直径： $\phi 2.76$ [mm]

インナーロータ 2 0 の歯数 Z i : 1 0 [枚]

偏心量 e : 2.60 [mm]

【 0 0 2 0 】

アウターロータ 1 0 とインナーロータ 2 0 とは、内接してその内歯と外歯とで噛み合い、歯面間にセル R を形成している。このセル R は、図の矢印方向（反時計回り）に回転するインナーロータ 2 0 とともにアウターロータ 1 0 が回転することにより、容積が変化しながら回転移動される。

【 0 0 2 1 】

セル R の容積は、インナーロータ 2 0 の回転角度位置 θ を、図の下方を 0 [$^{\circ}$ degree]、上方を 180 [$^{\circ}$ degree] とすると、 $\theta = 0$ [$^{\circ}$ degree] のときに最小 (V_{min}) となり、 $\theta = 198$ [$^{\circ}$ degree] で最大 (V_{max}) となるまで、インナーロータ 2 0 の回転により漸次拡大される。セル R は、この容積拡大の過程で、ケーシング（図示せず）に設けられた吸入ポートから流体を吸入する。

【 0 0 2 2 】

ここで、あるセル R を周方向に閉じる部分、換言すると、あるセル R を形成する両ロータ 1 0, 2 0 の歯面間の隙間のうち最も狭い部分を、そのセル R における歯面間のクリアランスと呼ぶことにする。

このクリアランスのうち、容積が最小となっているセル R (V_{min}) における両ロータ 1 0, 2 0 の歯面間のクリアランスの大きさを a、容積が拡大する過程にあるセル R における両ロータ 1 0, 2 0 の歯面間のクリアランスの大きさを b、容積が最大となっているセル R (V_{max}) における両ロータ 1 0, 2 0 の歯面間のクリアランスの大きさを c とすると、各セル R におけるクリアランスの大きさは、

$$a \leq b \leq c \text{ かつ } a < c$$

となっている。

【 0 0 2 3 】

さらに、容積が減少する過程にあるセルRにおける両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさをdとすると、

$$a \leq d \leq c$$

となっている。

【0024】

本実施形態の内接型オイルポンプロータにおけるアウターロータ10およびインナーロータ20間のクリアランスの大きさと、従来のロータにおける両ロータ間のクリアランスの大きさの比較を図2に示す。

従来のロータにおけるクリアランスは、セルの容積が最小となる部分において最大であり、セルの回転移動に伴い徐々に縮小し、セルの容積が最大となる部分で最小となる。このため、従来のロータでは、噛み合い影響部 α よりもクリアランスが小さい範囲 β や範囲 γ でも両ロータの歯面同士が接触しやすくなり、摩擦による機械効率の低下や騒音が発生する場合がある。

【0025】

一方、本実施形態では、この図に示すように、セルRを形成する両ロータの歯面間のクリアランスは、容積が最小(V_{min})から最大(V_{max})に拡大する過程においては、漸次増大し続けている。すなわち、 $0 < \theta < 198$ [$^{\circ}$ degree]の範囲のクリアランスbについて、回転方向後方側のセルRにおけるクリアランスの大きさをb1、回転方向前方側のセルRにおけるクリアランスの大きさをb2とすると、常に $b1 \leq b2$ が成立している。

【0026】

インナーロータ20が回転角度位置 $\theta = 0$ [$^{\circ}$ degree]から回転するとき、アウターロータ10とインナーロータ20とは、図1に示す範囲 α では歯面どうしが噛み合って回転力を伝達している。この範囲 α （噛み合い影響部）においても、クリアランスの大きさは図2に示すように増大する一方であり、回転方向後方側よりも小さくなることはない。

【0027】

さらにインナーロータ20が回転した範囲 β でのクリアランスは、範囲 α よりも大きく、回転に伴い増大し続ける。したがって、この範囲 β での両ロータ10

、20間は、噛み合い影響部 α に比べて歯面同士が接触しにくくなっている。

【0028】

さらにインナーロータ20が回転した範囲 γ （性能影響部）でのクリアランスは、範囲 β よりもさらに大きく、回転方向前方側ほど大きくなり、インナーロータ20の回転角度 $\theta = 198$ [$^{\circ}$ degree]において最大となる。したがって、この範囲 γ での両ロータ10、20間は、範囲 β に比べて歯面同士が接触しにくくなっている。

【0029】

そして、セルRが容積最大（ V_{max} ）となるときのクリアランス c は、セルRの吸入側と吐出側とを隔てているため性能に影響するが、従来と同じ大きさであるので、この点で従来よりも性能が低下することはない。

【0030】

また、セルRの容積が最大（ V_{max} ）となった後、さらに回転方向前方側でのクリアランス d は、インナーロータ20の回転に伴い徐々に減少し、 $\theta = 396$ [$^{\circ}$ degree]で再び最小となる。すなわち、 $198 < \theta < 396$ [$^{\circ}$ degree]の範囲のクリアランス d について、回転方向後方側のセルRにおけるクリアランスの大きさを d_1 、回転方向前方側のセルRにおけるクリアランスの大きさを d_2 とすると、常に $d_1 \geq d_2$ が成立している。

したがってセルRの容積減少側でも容積増大側と同様に、噛み合い影響部 α 側よりも性能影響部 γ 側の方が歯面同士が接触しにくくなっている。

【0031】

以上説明したように、本実施形態の内接型オイルポンプロータでは、回転力を効率よく伝達する噛み合い影響部 α でのクリアランスが小さく、回転力を効率よく伝達できない性能影響部 γ でのクリアランスが大きく、その間でクリアランスが徐々に増大するように構成されているので、歯面同士が接触する回転力伝達が噛み合い影響部 α で行われ、その他の部分では歯面同士が接触しにくくなり、騒音の発生や効率の低下を回避することができる。

【0032】

なお、以上の実施形態において示した各構成部材、その諸形状や組み合わせ等

は一例であって、本発明の趣旨から逸脱しない範囲において設計要求に基づき種々変更可能である。

たとえば、内接型オイルポンプロータを構成する両ロータについて、上記実施形態では両ロータがサイクロイド曲線からなる歯面形状を有するいわゆるサイクロイドロータとしたが、トロコイド曲線上に中心を有する軌跡円の包絡線により創生される歯面形状を有するインナーロータと、このインナーロータに噛み合うアウターロータとで構成されるいわゆるトロコイドロータなど、上述したクリアランスの条件を満たすものであればどのような歯面形状を有するロータであってもよい。

【0033】

また、クリアランスの大きさが a から c まで増大する際、必ずしも $a < b$ 、 $b_1 < b_2$ 、 $b < c$ とならなくても、縮小することなく $a < c$ となればよく、 $a = b$ 、 $b_1 = b_2$ あるいは $b = c$ となる部分が生じていてもよい。

【0034】

同様に、クリアランスの大きさが c から a まで減少する際、必ずしも $c > d$ 、 $d_1 > d_2$ 、 $d > a$ とならなくても、増大することなく $c > a$ となればよく、 $c = d$ 、 $d_1 = d_2$ あるいは $d = a$ となる部分が生じていてもよい。

【0035】

【発明の効果】

以上説明したように、請求項1または3の発明に係る内接型オイルポンプロータによれば、セルを形成する両ロータ間のクリアランスが噛み合い部分で最小となった後、増大し続けて最大となるので、噛み合い部分でのバックラッシが小さく、噛み合いに寄与しない部分でのクリアランスは確保される。

また、請求項2または4の発明に係る内接型オイルポンプロータによれば、セルを形成する両ロータ間のクリアランスが最大となった後、減少し続けて噛み合い部分で最小となるので、噛み合い部分でのバックラッシが小さく、噛み合いに寄与しない部分でのクリアランスは確保される。

【0036】

したがって、滑り成分が最も小さい部分で外歯が内歯に噛み合って回転力が伝

達され、滑り成分が大きくなる部分では外歯と内歯との噛み合いが生じにくくなるので、騒音やフリクション（摩擦）が小さく機械効率がよい内接型オイルポンプの実現が可能となる。

【0037】

請求項5および6の発明に係る内接型オイルポンプロータによれば、従来から採用されているサイクロイド曲線からなるサイクロイドロータおよびトロコイド曲線から創生されるトロコイドロータを、より低騒音・低フリクションとすることができ、より高性能な内接型オイルポンプを実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施形態による内接型オイルポンプロータを示す平面図である。

【図2】 インナーロータの回転角と歯面間クリアランスとの関係について、図1に示す本発明による内接型オイルポンプロータと従来のロータとを比較する図である。

【符号の説明】

10 アウターロータ

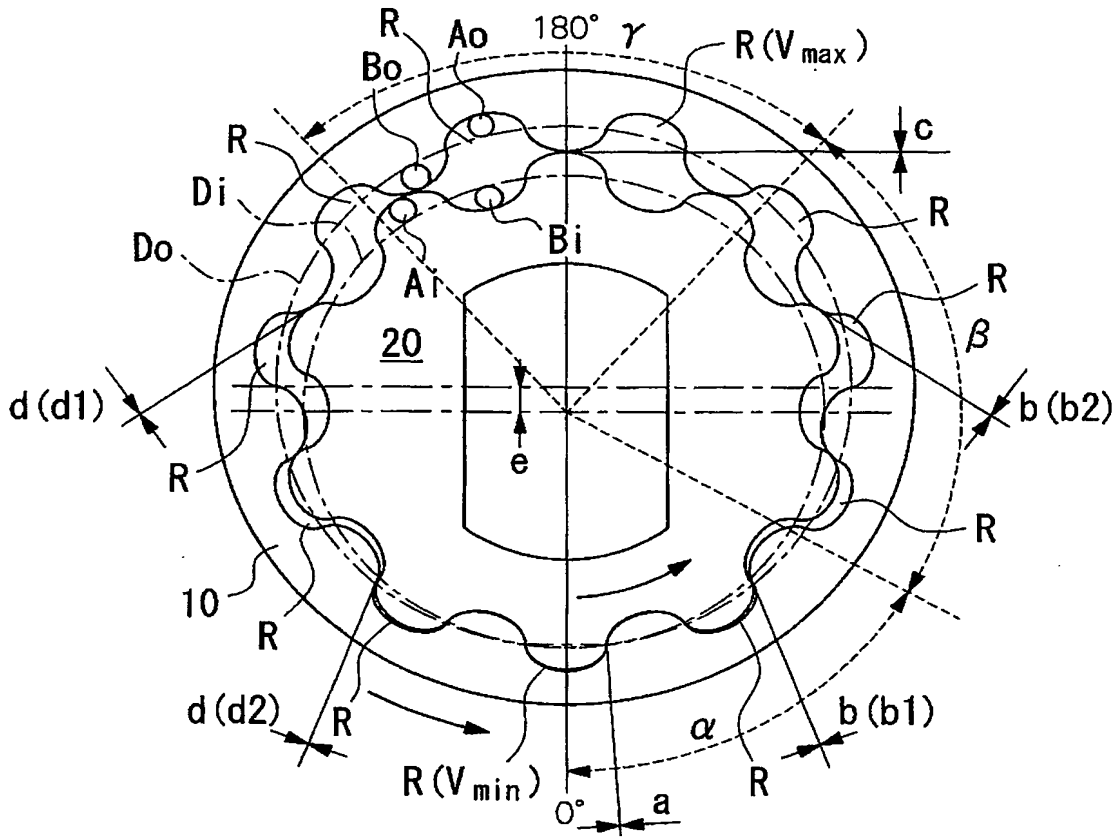
20 インナーロータ

R セル

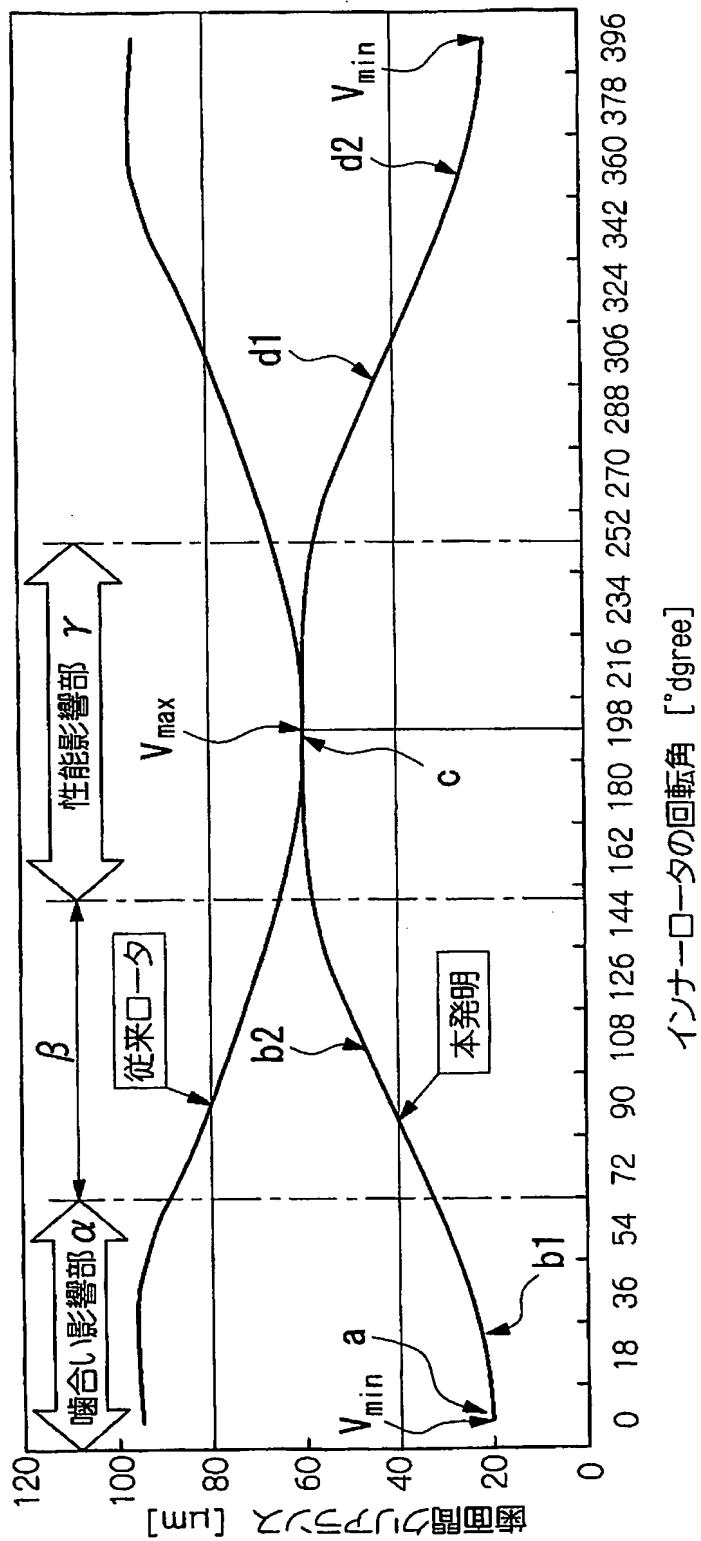
a, b, c 歯面間のクリアランスの大きさ

【書類名】 図面

【図 1】



【図2】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 安定して回転駆動し騒音を抑制できる内接型オイルポンプロータを実現する。

【解決手段】 内歯を有するアウターロータ10と内歯よりも1枚少ない外歯を有するインナーロータ20とが噛み合い、その歯面間に形成されるセルRの容積変化により流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプを構成するロータを、容積が最小となっているセルRにおける両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさをa、容積が拡大する過程にあるセルRにおける両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさをb、容積が最大となっているセルRにおける両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさをcとして、

$$a \leq b \leq c \text{ かつ } a < c$$

を満たすように構成する。

【選択図】 図1

特願 2002-314070

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000006264]

1. 変更年月日
[変更理由]

1990年12月11日

名称変更

住所変更

住 所
氏 名

東京都千代田区大手町1丁目6番1号
三菱マテリアル株式会社

2. 変更年月日
[変更理由]

1992年 4月10日

住所変更

住 所
氏 名

東京都千代田区大手町1丁目5番1号
三菱マテリアル株式会社